№ 11. Warszawa, 25 listopada 1934 r. Rok XII.

# TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 2. TEL. 8-25-04.

GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

*Inż. STANISŁAW KRÓL.*

## LINY DRUCIANE W URZĄDZENIACH DŹWIGOWYCH[1]).

Najczęściej do zawieszania kabin dźwigowych i przeciwag stosuje się liny druciane. Liny wykonywane są ze stali specjalnych, zwykle stali tyglowej. Wytrzymałość drutu, stosowanego do fabrykacji lin dźwigowych winna wynosić od 120 — 180 $kg/mm^2$, należy jednak używać lin o wytrzymałości drutów mniejszej około 120 — 140 $kg/mm^2$, gdyż druty o wytrzymałości większej pękają częściej — przewijając się przez koła linowe i bęben. Liny wykonywane są z drutu ocynkowanego lub nieocykowanego. Ocynkowanie wpływa nieznacznie na zmniejszenie wytrzymałości i giętkości, należy więc starać się używać lin ocynkowanych tam, gdzie to jest konieczne, a więc w pomieszczeniach wilgotnych, przesyconych parą wodną, w dźwigach nazewnątrz budynków i t. p.

Zasadniczym elementem konstrukcyjnym liny jest skrętka (inaczej splotka) w postaci kilkunastu czy kilkudziesięciu drutów, uwitych około rdzenia konopnego lub stalowego t. zw. duszy. Lina powstaje przez uwicie paru skrętek wokoło rdzenia konopnego. Zwykle 6 skrętek splata się na linę. Ilość drutów w linie jest dość rozmaita. Polskich norm na liny jeszcze niema. Niemieckie normy D. I. N. ustaliły $6 \times 19 = 114$ drutów; $6 \times 37 = 222$ drutów; $6 \times 66 = 396$ drutów jako typy lin normalnych dla urządzeń dźwigowych.

1. Jeżeli kierunek uwicia drutu w skrętce jest zgodny z kierukiem uwicia skrętek w linie — linę taką nazywamy współzwitą, czyli o splocie Langa lub Alberta.

2. Jeżeli kierunek uwicia skrętek jest odwrotny do kierunku uwicia liny — lina zwie się przeciwzwitą czyli o splocie krzyżowym.

Zewnętrzne pokłady drutów w tej linie mają położenie częściowo równoległe do osi liny a dolny koniec liny nie wymaga prowadzenia, gdyż lina wskutek przeciwnych kierunków skręcenia niema dążności do odwijania się. Lina tego rodzaju nadaje się do ciężarów, zawieszonych luźno na jednej linie.

3 W r. 1927 pojawiła się nowa odmiana lin dwu poprzednich typów pod nazwą "Truelay", co oznacza „dokładne przyleganie". Lina wykonana jest z drutów i skrętek, skręconych we właściwe formy spiralne już przed złożeniem w linę. Pod wpływem mylnych, jak się okazało, poglądów na giętkość i pewność lin, wprowadzono do praktyki typ lin o splocie kablowym — jest to lina powstała przez skręcenie kilku cienkich linek jeszcze raz wokoło rdzenia. Lina ta jednak wykazuje szereg wad i jest prawie nieużywana. By linę należycie dobrać do istniejącego, czy projektowanego urządzenia dźwigowego należy dokładnie zdawać sobie sprawę z przyczyn niszczczenia się lin. Przyczyny te są następujące:

1. Naprężenia rozciągające, powstałe wskutek wielkich i długotrwałych obciążeń użytecznych, które powodują prócz rozciągania, także silne zaciskanie się drutów względem siebie, zwiększając przez to tarcie wewnętrzne przy zgninaniu liny na krążku.

2. Naprężenia zginające, wywołane przejściem liny z postaci prostej w zgiętą (zginanie drutów na bębnach i krążkach linowych — zależnie od stosunku $\frac{\delta}{D}$).

3. Naprężenia dodatkowe zginające, skręcające, ścinające i ściskające, które występują w linie w dwu rodzajach: a) jako naprężenia stałe t. zw. wstępne, istniejące także w linie nieobciążonej, spowodowane częściowo technologiczną przeróbką drutów, a głównie skręcaniem ich w linę, b) jako naprężenia chwilowe, wynikające z oddziaływania na siebie drutów, które skleszczając się pod wpływem

[1]) Odczyt wygłoszony dn. 11. X. 1934 r. w Stowarzyszeniu Techników w Łodzi.

obciążenia liny, naciskają na siebie w sposób zależny od ich wzajemnego układu i kątów skrzyżowania.

4. Wpływ grubości „$d$" liny, powodujący przy zbyt małych wartościach $\frac{D}{d}$ zwiększenie naprężeń dodatkowych.

5 Przesuwanie się drutów i skrętek względem sąsiednich elementów podczas zginania i prostowania liny. Przy przeginaniu lin naprzemian w przeciwnych kierunkach różne są oczywiście drogi przytem odbyte, co jest powodem znacznie większego zużycia się drutów w tych wypadkach.

6. Nacisk w miejscach przylegania części drutów do twardej powierzchni bębnów i krążków. Powierzchnie te winny być odpowiednio profilowane i dokładnie obrobione.

7. Ślizganie się liny na krążkach i bębnach, szczególnie na tarczach ciernych.

8. Przy nawijaniu liny na bęben w kilku warstwach ześlizgiwanie i szarpanie napiętych lin.

9. Poprzeczne i podłużne drgania lin napiętych, przy nagłych zmianach szybkości lub obciążenia.

10. Wreszcie wpływy chemiczne, wielkie zmiany temperatury. Pozatem są błędy, wynikające ze złej fabrykacji liny — ze złego, niefachowego montażu liny i ze złej konserwacji liny.

Konstrukcja liny i wytrzymałość drutów winny być dostosowane do rzeczywistych warunków pracy, a więc przedewszystkiem do wielkości i rodzaju obciążenia oraz do wymiarów urządzenia dźwigowego.

Liny winny być skręcone równomiernie, ilość złączeń drutów winna być ograniczona. Dusza (rdzeń) winna być zwarta, silnie skręcona z długich włókien, należycie nasycona odpowiednim smarem, pozbawionym składników szkodliyych dla drutu (kwas), również cała lina w czasie fabrykacji winna być smarowana odpowiednim smarem.

Naprężenia rozciągające i naprężenia zginające wywołane zginaniem liny na bębnach i kołach linowych można elementarnym rachunkiem ująć w pewne przybliżone wzory matematyczne, według których należy przeliczyć linę przy zamówieniu. I tak:

Stosunek średnicy bębna (względnie koła linowego) do średnicy drutu winien wynosić conajmniej 500; stosunek średnicy bębna (wzgl. średnicy koła linowego) do średnicy liny winien być jaknajwiększy — trudno go określić przy starych dźwigach, gdyż stosowane przy starych urządzeniach średnice bębnów są czasem bardzo małe; w każdym razie dla orjentacji podaję, że powinien on wynosić przy nowych dźwigach:

$$\frac{\text{średnica bębna}}{\text{średnica liny}} = \frac{D_b}{d} \geqq 35$$

$$\frac{\text{średnica koła linowego}}{\text{średnica liny}} = \frac{D_r}{d} \geqq 40$$

Pozatem linę należy przeliczyć na rozciąganie według wzoru $s = s_0 \left(1 + \frac{v}{2}\right)$ gdzie $s_0 = 10$ dla dźwigów bębnowych osobowo - towarowych. Dla dźwigów, gdzie wyżej podane wzory liczbowe nie dadzą się zastosować, należy linę przeliczyć według znanego wzoru Bacha

$$\sigma\ max = \frac{Q}{\frac{i \pi \delta^2}{4}} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D}$$

przyjmując pewność m $\geqq$ 6,

lub też wzór Benoit — gdzie spółczynnik 3/8 jest zastąpiony spółczynnikiem równym 1 — tu pewność można przyjmować ok. 3 — 4

Jeżeli kabina czy przeciwwaga zawieszone są na dwu lub więcej linach — to zawieszenie winno być tak wykonane, by liny były równomiernie obciążone i do obliczenia na wytrzymałość bierze się takie obciążenie, jakie rzeczywiście w linie jest.

Następna sprawa to zamocowanie lin do kabin i przeciwwag. Zamocowanie liny przy pomocy obchwytek jest niedopuszczalne, gdyż nie jest pewne; zdarza się bowiem, że śruby ściągające obchwytki rozluźniają się lub urywają i zamocowanie przestaje działać. Jednym z najlepszych sposobów zamocowania liny jest jej zalanie w odpowiednim uchwycie lub zaplecenie liny. Jedno i drugie zamocowanie jest dobre, o ile jest dobrze i starannie wykonane. Zalanie liny wykonywa się w sposób następujący:

Koniec liny przekłada się przez odpowiedni stożkowy uchwyt, wszystkie druty rozczepia się (należy linę okręcić przedtem drutem w odległości paru centymetrów od końca, by skrętki nie odkręcały się) i zagina wszystkie druty o 180$^0$; tak przygotowaną linę wciąga się do środka uchwytu i zalewa stopem ołowiu i cyny.

Dobry stop do zalania liny podają szwajcarskie koleje związkowe. Skład bardzo podobny do znanego białego metalu: 7% *Cu* (miedzi), 13$^0/_0$ antymonu (*Sb*) i 80$^0/_0$ *Sn* (cyny); punkt topienia tego stopu wynosi oko-

ło 220°C, a więc jest bardzo niski, co jest ważne, gdyż za wysoka temperatura wpływa niekorzystnie na właściwości materjału.

Konserwacja liny w czasie jej pracy jest prosta. Liny powinno się co jakiś czas oczyszczać z pyłu, bo ten zmieszany ze smarem działa na linę bardzo niekorzystnie. Należy też starannie chronić je od wpływu wilgoci i kwasów, gdyż rdzewienie raz rozpoczęte nie da się niczem powstrzymać. Cynkowanie drutów (jak wspomniałem) może w wielu wypadkach oddać usługi.

Powodem przedwczesnego zużycia się liny, mogą być również błędy konstrukcyjne w maszynie dźwigowej: liny przeginające się na bębnie i kołach linowych w przeciwnych kierunkach niszczą się dużo szybciej. Niejednokrotnie opłaci się zmienić układ bębna i kół linowych i tem samem uzyskać dużą oszczędność liny (25 — 40%); zbytnie odchylanie się liny, która może trzeć o krawędzi krążków, błędy montażowe jak załamanie liny, utworzenie pętli i t. d. Jeżeli zużycie liny postępuje zbyt daleko, musimy ją wymienić. Orzekanie, kiedy lina kwalifikuje się do wymiany, jest rzeczą trudną. W praktyce orzekamy o stanie liny na podstawie jej zewnętrznego wyglądu i ilości pęknięć drutów. Są wzory, które określają dopuszczalną ilość pęknięć drutów

$$Z \geqq 1{,}15 \; \frac{i}{d}$$

$Z$ — ilość widocznych zerwanych drutów na 1 m. b. liny,

$i$ — ogólna ilość drutów w linie,

$d$ — średnica liny w $mm$,

np. dla średnicy:

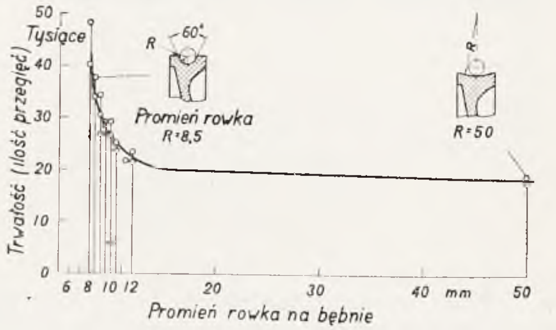
$$d = 14 \; mm, \quad i = 114, \quad \delta = 0{,}9$$

$$Z = 1{,}15 \; \frac{114}{14} = \text{ok. } 10$$

Jak widać z przykładu wzór ten daje wartości bardzo ostrożne. Jedna z większych firm, produkujących liny druciane poleca wymienić linę, jeżeli ilość drutów pękniętych dojdzie do 25 — 30%. Są to wszystko metody bardzo niedokładne, tembardziej, że lina daje bardzo złudny obraz zużycia w zależności od rodzaju skręcenia. Liny współzwite już przy niewielu pęknięciach wyglądają bardzo zużyte, poszczególne druty wystają, odwijają się, podczas gdy liny przeciwzwite i kable zachowują prawie do końca stosunkowo dobry wygląd zewnętrzny a pęknięcia wewnątrz liny nie dadzą się łatwo wykryć. To też kontrolujący linę w większości wypadków zdany jest na własny sąd i doświadczenie.

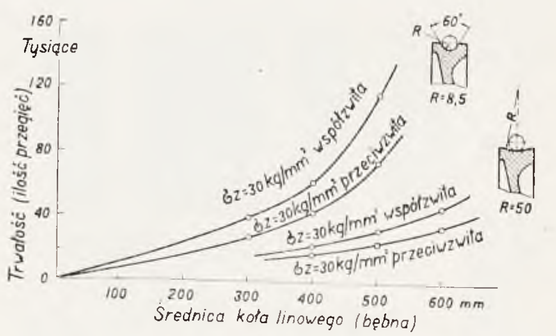
Bardzo ciekawe doświadczenia z linami wykonał prof. Woernle ze Stuttgartu[1]). Doświadczenia te wykazały, że liny współzwite odznaczały się największą trwałością i zrywały się najpóźniej, liny kablowe potrójnie skręcane wykazywały trwałość najmniejszą, zbliżając się zresztą bardzo do lin podwójnie skręconych przeciwzwitych.

Wykresy zamieszczone poniżej podają wyniki doświadczeń dla lin drucianych o średnicy 16 $mm$, ilości drutów 114, wytrzymałości około 130 $kg/mm^2$.




Rys. 1

Rys. 1 wskazuje wpływ promienia rowków na bębnie na trwałość liny przeciwzwitej: trwałość liny mierzona jest ilością przegięć, jedno przegięcie w tych doświadczeniach przyjęto jako przegięcie ze stanu zakrzywionego do stanu prostego i przejście znowu do stanu zakrzywionego. Widzimy,

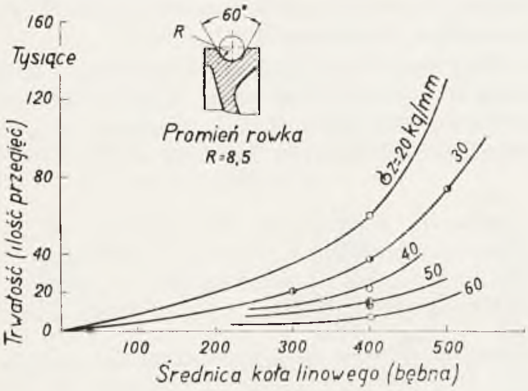



Rys. 2

że im promień rowka na bębnie jest większy, tem trwałość liny jest mniejsza; przy prom eniu rowka $R = 50$ $mm$ (praktycznie bęben bez rowków) trwałość liny spada mniejwięcej do połowy. Przyczyna tego zjawiska leży w znacznem zwiększeniu się nacisku jednostkowego między liną a bębnem. Należy więc w praktyce stosować bębny z rowkami o profilu jaknajbardziej zbliżonym do średnicy liny.

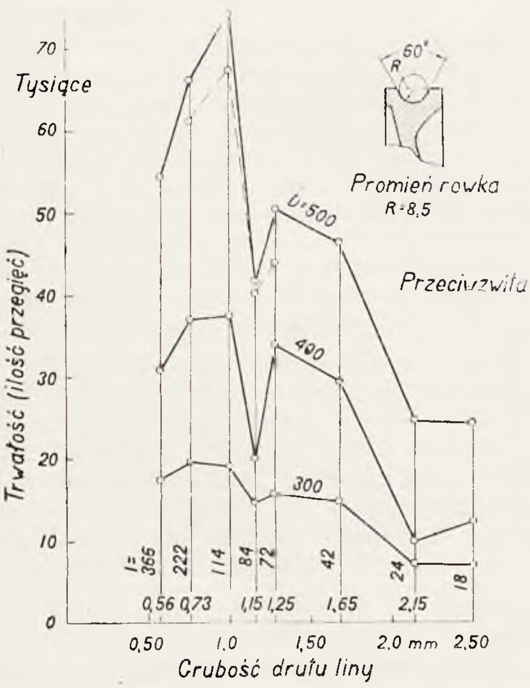
[1]) V. D. I. 1929 r.

Na rys. 2 widzimy zachowanie się lin współzwitych i przeciwzwitych w zależności od średnicy bębna. Liny współzwite są dużo trwalsze. Wpływ obciążenia liny przeciwzwitej na trwałość w zależności od średnicy bębna czy koła linowego, widzimy na rys. 3. Im lina jest mniej obciążona, tem trwałość jej jest większa.



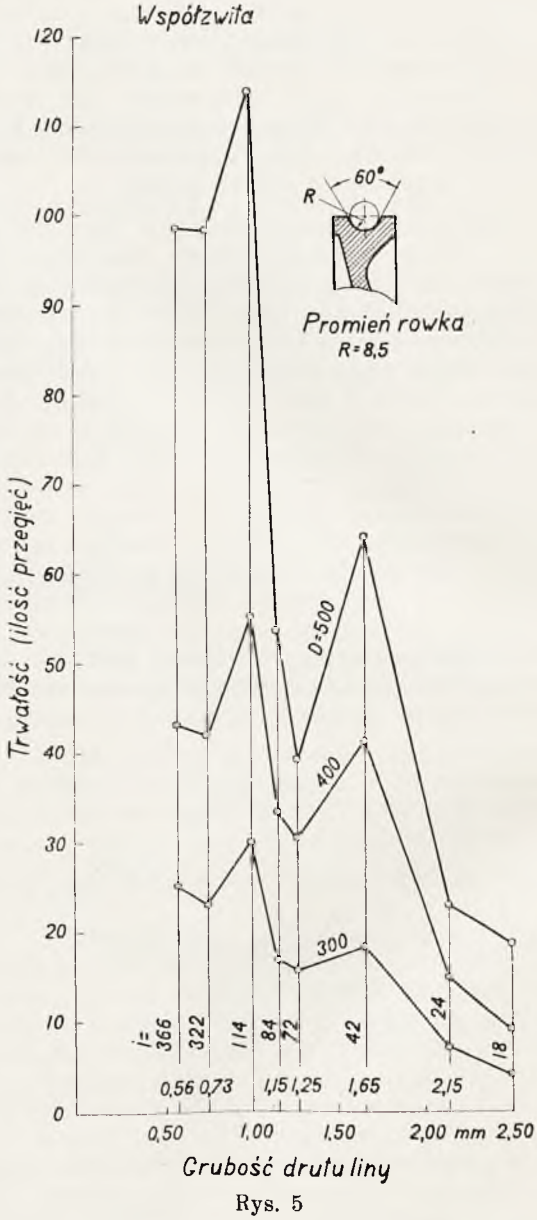

Rys. 3

Grupa wykresów (rys. 4, 5, 6 i 7) wskazuje wpływ grubości drutów liny „δ" i ilości drutów "i" na trwałość lin przy różnych średnicach bębów czy kół linowych. Trwałość jest większa przy większych średnicach bębnów i trwałość liny jest najlepsza przy pewnej ilości drutów i średnicy drutów (i = 114, δ = 1 *mm*). Mylny jest więc pogląd, że druty w linie winny być stosunkowo cienkie a ilość ich duża. Z rys. 4 i 5 widzimy znaczną różnicę w zachowaniu się liny przeciwzwitej i współzwitej na korzyść tej ostatniej.




Rys. 4

Z rys. 6 i 7 widzimy, że przy bębnach z rowkami o promieniu $R = 50$ *mm* trwałość lin przesuwa się w kierunku grubości drutów, co jest zrozumiałe, gdyż zwiększony nacisk jednostkowy lepiej znoszą druty grubsze.



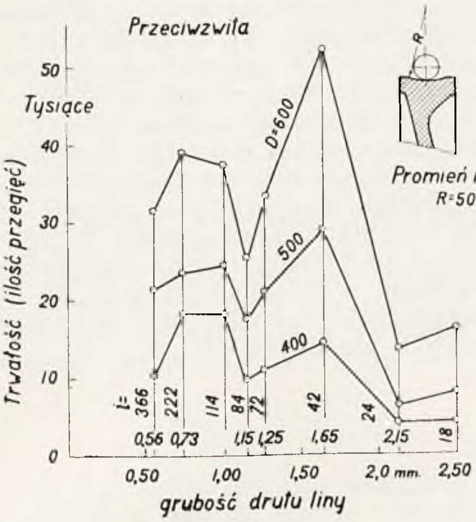

Rys. 5

Wykres 8 podaje nam związek między ilością pękniętych drutów na 1 m. b. i nośnością liny przeciwzwitej.

Z wykresu 9 widzimy wpływ ilości przegięć na nośność liny przeciwzwitej, z wykresu 10 — to samo dla liny współzwitej. Porównanie krzywej na rys. 9 i odpowiedniej krzywej rys. 10 wskazuje, że lina współzwita niszczy się wolniej.

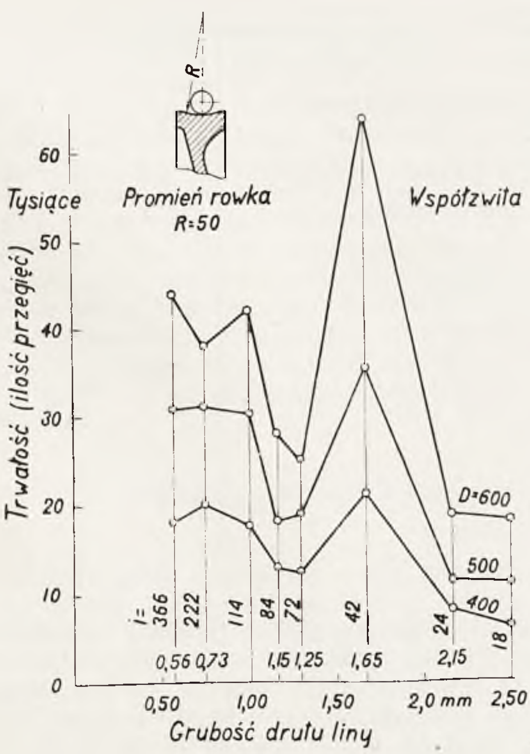
Jak z tych paru wykresów widzimy, liny współzwite (o kierunku skręcenia zgodnym) mają trwałość duża lepszą od lin przeciwzwitych, Przyczyn tak znacznych różnic w zachowaniu się lin tych dwu typów szukać na-

leży we właściwościach strukturalnych ich splotów. Liny współzwite mają dzięki jednakowemu kierunkowi uwicia drutów i skrętek gładką powierzchnię w porównaniu z prze-



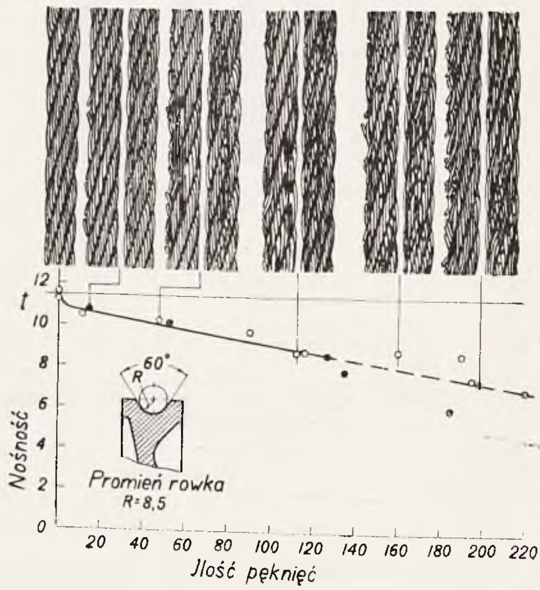

Rys. 6

ciwzwitemi. Wobec tego druty lin współzwitych, przylegają do krążków na większej powierzchni, niż przeciwzwitych, przez co naciski



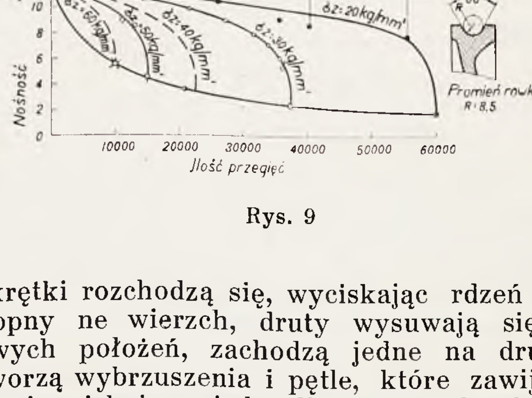

Rys. 7

powierzchniowe są w pierwszym wypadku mniejsze. Przy skręcaniu liny ze skrętek na używanych obecnie maszynach, doznają skrętki lin przeciwzwitych pewnego dokręcenia, w przeciwieństwie do skrętek lin współzwitych, które się rozluźniają. To rozluźnianie się skrętek lin współzwitych prowadzi w konsekwencji do złagodzenia naprężeń wstępnych, zmniejszenia tarcia wewnętrznego i jest jednym




Rys. 8

z powodów mniejszej sztywności lin współzwitych w porównaniu z przeciwzwitemi czy z linami kablowemi. Z drugiej strony luźna struktura lin współzwitych pociąga za sobą szereg bardzo przykrych następstw. Często już po krótkim czasie pracy, lina wykazuje znaczne zniekształcenie w ułożeniu drutów,

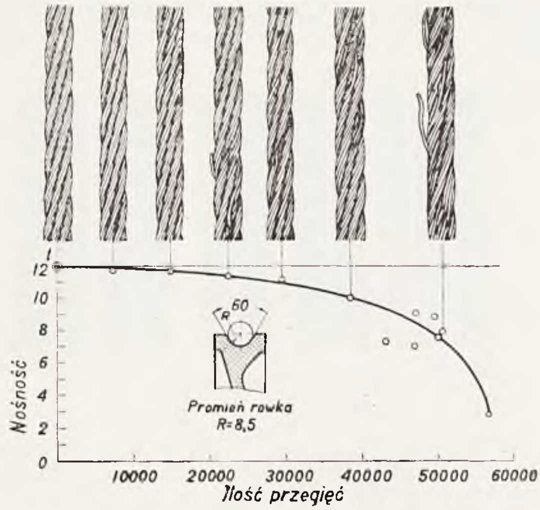



Rys. 9

skrętki rozchodzą się, wyciskając rdzeń konopny ne wierzch, druty wysuwają się ze swych położeń, zachodzą jedne na drugie, tworzą wybrzuszenia i pętle, które zawijając się i wciskając między linę a krążek, niszczą i wyłamują sąsiednie druty.

Wymienione wady występują tem łatwiej, z im więcej drutów składa się lina i im mniejsza jest średnica bębna czy koła lino-

wego, w dużej mierze zależą jednak od dokładności wykonania.




Rys. 10

Wszystkie te ujemne strony w połączeniu ze znacznem wyciąganiem się nowych lin, a przedewszystkiem z dużą tendencją do samorzutnego odkręcania się lin współzwitych, silnie ograniczyły, a przy ciężarach zawieszonych swobodnie zupełnie uniemożliwiły stosowanie lin tego splotu. Dominującą rolę w urządzeniach dźwigowych mają dziś liny o splocie krzyżowym, mimo większej sztywności i szybszego niszczenia. Liny te prawie zupełnie nie okazują dążności do odkręcania się pod wpływem zawieszonego na nich swobodnie ciężaru, a druty ich i skrętki pozostają w linie napięte aż do chwili zerwania się. Wady splotu krzyżowego występują jeszcze wybitniej w splocie kablowym, to też lin kablowych prawie zupełnie dziś w maszynach dźwigowych nie używa się.

*Inż. A. WICIEJEWSKI.*

# OBLICZANIE KOMINÓW FABRYCZNYCH.

Jak duże rozbieżności daje obliczanie kominów według różnych metod, świadczy zestawienie wyników przeliczeń tego samego wypadku (Tabl. 1), a mianowicie: kotłownia składająca się z 4 kotłów, każdy opow. ogrzewalnej 250 $m^2$; obciążenie 20 $kg/m^2$ i godz. (20 t/godz) pary o temperaturze 350°C i ciśnieniu 12 *atm*; temperatura wody zasilającej 30°C, temperatura spalin za kotłem 250 ÷ 275°C; kotły opalane węglem o wartości opałowej dolnej 7250 *Kal/kg*, nadmiar powietrza przyjęty do obliczeń $n = 2$, sprawność kotła łącznie z podgrzewaczem wody i przegrzewaczem pary $\eta = 75\,\%$.

Ilość spalanego węgla dla tej instalacji wyniesie:

$$20000.\ \left|\frac{(669+85)-30}{7250\ \cdot\ 0{,}75}\right| \simeq 2660\ kg/\text{godz.}^{1)}$$

Nie przytaczając poszczególnych wzorów należy jednak podkreślić brak w nich należytego wyświetlenia wpływu czynników jakie wchodzą tu w grę, a więc temperatury spalin i powietrza, szybkości i składu spalin, stanu barometrycznego i chłodzenia komina.

Zadaniem niniejszego artykułu jest podanie takiego właśnie przeliczenia komina, któreby uwidoczniło zależność jego wymiarów oraz działania od poszczególnych czynników.

[1]) Por. tab. 1.

TABLICA 1[1])

| Obliczone w/g wzorów podanych przez: | Prześwit u wylotu komina w m. | Wysokość komina w m. |
|---|---|---|
| Armengaud i Berauld | 1,85 | 40 |
| Redtenbacher | 3,4 | 50 |
| Brauss | 2,33 | 56 |
| Strupler | 2,45 | 60 |
| Reiche a) | 2,35 | 50 |
| „ b) | 3,24 | 60—65 |
| Lang a) | 2,51 | 51 |
| „ b) | 2,73 | 48 |
| Babcock i Wilcox | 1,65 | 50 |
| Offenser | 2,9 | 73 |
| Hoffman | 2,35 | 55 |

Dotychczas sprawę obliczania komina rozwiązywano wychodząc z założeń statycznych, a zachowanie się komina w ruchu, uwzględniano przez przyjmowanie strat ciągu. Właściwą metodę obliczenia zastosował prof. M. Medici (Padwa [2]), rozważa bowiem odrazu komin w ruchu, czyli z punktu widzenia dynamicznego. Obecnie jednak korzystać z tej pra-

[1]) O. Hoffman. Vereinfachte Schornsteinberechnung.

[2]). Archiv für Wärmewirtschaft Nr. 12 r. 1933

cy jest jeszcze zbyt wcześnie, pozatem podane przeliczenia są ważne tylko dla dużych instalacyj kotłowych, a mianowicie srednic komina większych od 3 m i szybkości spalin powyżej 10 *m/s*.

Podciśnienie w kominie jest największe u podnóża komina i zmiejsza się stopniowo w kierunku jego wylotu. Ta największa wartość ciągu mierzona w *mm* słupa wody rurką, której oś pionowa leży w kierunku przepływu spalin, jest rzeczywistym ciągiem komina.

Podciśnienie w kominie jest różnicą wyporu spalin lżejszych od powietrza (statyczny ciąg) i straty ciągu wynikającej z szybkości spalin (dynamiczna strata ciągu).

Wypór 1 *m* słupa spalin wyrażony w *mm* słupa wody wynosi:

$$z = \gamma_p - \gamma_s$$

gdzie $\gamma_p$ i $\gamma_s$ są to ciężary właściwe powietrza i spalin w $kg/m^3$. Jest to więc ciąg statyczny 1 *m* wyskości komina.

Całkowity statyczny ciąg komina o wysokości *H m* wyniesie: $Z = H. (\gamma_p^{sr} - \gamma_s^{sr})$.

Ciśnienie absolutne w kominie mierzone u jego podnóża jest mniejsze, niż ciśnienie powietrza zewnętrznego, natomiast u wylotu — jest ono większe, w przeciwnym wypadku gazy nie mogłyby wyjść nazewnątrz.

Ciśnienie powietrza na wysokości wylotu komina jest zawsze mniejsze, niż u podnóża. Ta różnica ciśnień wynosi do ~ 400 *m*. ponad poziom morza przeciętnie ~ 9 *mm* sł. *Hg* na każde 100 *m* różnicy wysokości, albo 120 *mm* słupa $H_2O$, więc średnio ~ 1, 2 *mm*, sł. $H_2O$ na każdy metr. b.wysokości.

Ciężar właściwy powietrza zmienia się z temperaturą, jak to wskazuje rys. (1), wzgl. Tabl. 2. Ponieważ dla powietrza 0°C i przy ciśnieniu barometrycznem 760 *mm Hg* $\gamma_{p0} =$ 1,293 $kg/m^3$, więc dla temperatury powietrza $t_p$ będzie:

$$\gamma_p = 1{,}293 \cdot \frac{273}{273 + t_p} \; kg/m^3 \qquad {}^{1)}$$

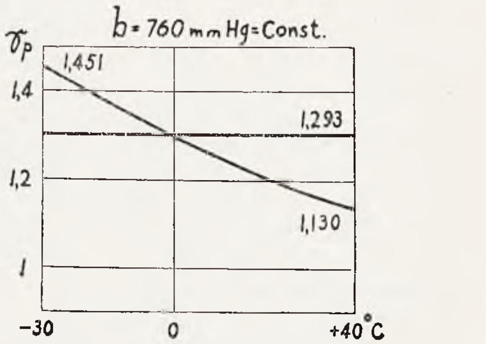
Suche gazy spalinowe o 0°C i 760 *mm. Hg* są trochę cięższe od powietrza, ponieważ zawarty w nich $CO_2$ ma ciężar właściwy 1,977 $kg/m^3$. Spaliny wilgotne np. z węgli brunatnych, są lżejsze od powietrza, a ich ciężar właściwy, dla tych warunków wynosi tylko 0,806 $kg/m^3$, co jest spowodowane dużą zawartością pary wodnej w spalinach.

Rys. 2 podaje zmianę ciężaru właściwego spalin o 0°C dla węgla kamiennego zależnie od zawartości $CO_2$. Punktowi *C* odpowiada najwyższa możliwa zawartość $CO_2$ przy zupełnem spalaniu bez nadmiaru powietrza t. j. 18,7% $CO_2$ i $\gamma_{s0} = 1{,}388$ $kg/m^3$.

Jak widać, dla średnich warunków ruchowych, można przyjąć ciężar właściwy spalin z węgla kamiennego $\gamma_{s0} = 1{,}35$ $kg/m^3$.

Dla temperatury spalin *t* będzie:

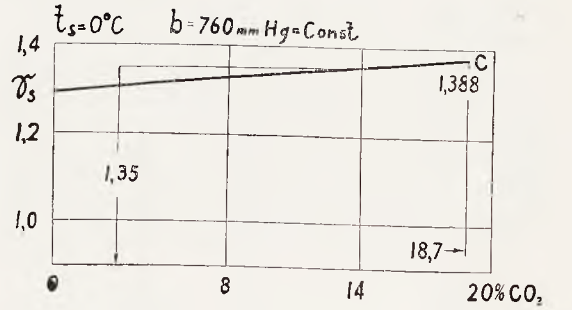
$$\gamma_s = 1{,}35 \cdot \frac{273}{273 + t_s}; \; kg/m^3;$$




Rys. 1.
Ciężar właściwy powietrza w zależności od temperatury.

Ciężar właściwy spalin o —12° C i powietrza 0°C są sobie równe: $\gamma_s = \gamma_p = 1{,}35$ $kg/m^3$.

Tablica 3 zawiera ciężary właściwe spalin dla różnych temperatur, jak również ciąg statyczny (wypór) 1 *m* wysokości komina *z* dla temp. powietrza 0° i 30° C.




Rys. 2
Ciężar właściwy spalin węgla kamiennego w zależności od zawartości $CO_2$.

¹)

Rys. (3) przedstawia zależność $\gamma_s$ i $\gamma_p$ dla różnych temperatur spalin; na dole wykreślone są poziome $\gamma_p$ dla —20°, 0° i + 30° C. Dla każdej temperatury spalin można więc znaleźć statyczny ciąg 1 *m*. wysokości komina.

Z powyższej tablicy widać, że jeżeli przyjąć dla palenisk kotłowych wahania temperatury spalin w granicach 150 do 300°C, to 1 *m* wysokości komina dla temperatury powietrza *O*° wytworzy ciąg statyczny 0,4 : 0,7 *mm* słupa wody. Dla temperatury powietrza 30° ciąg ten będzie już o 30 do 15% mniejszy.

¹) Por. tabela 2, str. 176.

¹) Por. tabela 3, str. 176.

## TABLICA 2.

Ciężar właściwy powietrza $\gamma_p$ dla temperatur od $t_p = -30^0$ do $t_p = +40^0C$

| $t_p$ | $-30^0$ | $-20^0$ | $-10^0$ | $0^0$ | $+10^0$ | $+20^0$ | $+30^0$ | $+40^0$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\gamma_p$ | 1,451 | 1,393 | 1,340 | 1,293 | 1,250 | 1,205 | 1,165 | 1,130 |
| odchylenie od $\gamma_o$ | + 0,158 | + 0,100 | + 0,047 | 0 | − 0,043 | − 0,088 | − 0,128 | − 0,163 |

## TABLICA 3.

Ciężar właściwy spalin $\gamma_s$ dla temp. od $50^0$ do $500^0C$ i ciąg statyczny *(z)* 1 *m.* wysokości komina dla temp. powietrza $0^0$ i $30^0C$ oraz ciśn. barom. 760 *mm Hg*

| Spaliny z węgla kamiennego | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t_s$ | $50^0$ | $100^0$ | $150^0$ | $200^0$ | $250^0$ | $300^0$ | $350^0$ | $400^0$ | $450^0$ | $500^0$ |
| $\gamma_s$ | 1,142 | 0,990 | 0,872 | 0,780 | 0,706 | 0,643 | 0,592 | 0,548 | 0,511 | 0,477 |
| $z_o$ | 0,151 | 0,303 | 0,421 | 0,513 | 0,587 | 0,650 | 0,701 | 0,745 | 0,782 | 0,816 |
| $Z_{+30}$ | 0,023 | 0,175 | 0,293 | 0,385 | 0,549 | 0,522 | 0,573 | 0,617 | 0,654 | 0,688 |

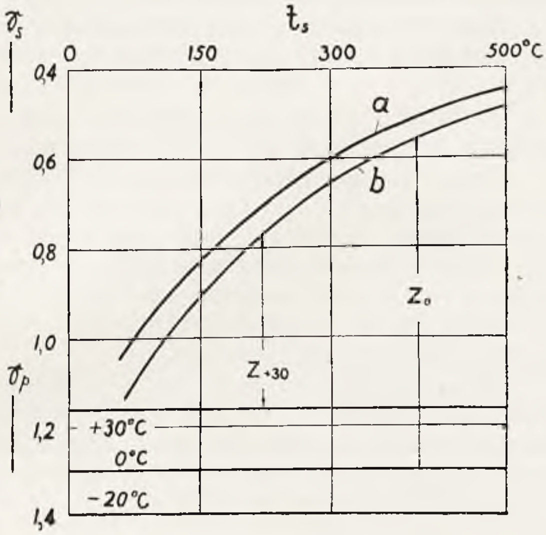
Dynamiczna strata ciągu spalin, wynosi

$$h = \gamma_s \cdot \frac{c^2}{2g} \; mm \text{ sł. } H_2O.$$

gdzie $c$ — największa szybkość spalin w kominie w $m/s$, $\gamma_s$ — z tabl. 3, $g = 9{,}81 \; m/sek.^2$

Rzeczywisty ciąg komina

$$Z_r = H \, . \, z - \gamma_s \, . \, \frac{c^2}{2g} ; mm \text{ sł. } H_2O$$




Rys. 3.
Statyczny ciąg 1 $m$ wysokości komina.
$a$ — gazy spalinowe o zawartości pary wodnej
$b$ — suche gazy spalinowe

Ciąg rzeczywisty służy do pokonania oporów napotykanych przez gazy spalinowe w kanałach, oporu rusztu i t. p.

$$Z_r = H \, . \, z - \gamma_s \, . \, \frac{c^2}{2g} = \gamma_s \cdot \frac{c^2}{2g} \; \Sigma \text{ oporów.}$$

Ściśle biorąc równanie w tej formie jest ważne tylko wtedy, jeżeli komin będzie bezpośrednio połączony z rusztem. W rzeczywistości między kominem i rusztem są kanały spalinowe, w których prędkości spalin nie są sobie równe, jak również i temperatury spalin nie są jednakowe, a co zatem idzie w różnych miejscach kanałów występują różne ciężary właściwe spalin.

O ile chodzi o opór warstwy paliwa, można go przyjąć, zależnie od sortymentu paliwa, grubości warstwy i obciążenia rusztu: dla grubszych sortymentów $\sim 2 \div 5 \; mm$, dla miału aż do 10 $mm$ i nawet powyżej. Strata ciągu w samem urządzeniu kotłowem względnie strata ciągu w kanałach, zależy tylko od budowy urządzenia kotłowego; ogólnie można ją przyjąć $\sim 5 \div 12 \; mm$. Dla kanałów, przyjmując niezbyt duże szybkości spalin, można brać średnio stratę ciągu $\sim 0{,}3 \; mm$ na 1 $m$ $b$, a dla całego komina $\sim 2 \div 4 \; mm$.

Dokładne opory, a w związku z tem straty ciągu, dadzą się obliczyć tylko wtedy, jeżeli są znane wszystkie czynniki wchodzące tu w grę, ten jednak wypadek niema miejsca przy projektowaniu instalacji.

W dalszym ciągu należy uwzględnić wpływ ochładzania się spalin za pośrednictwem ścian komina i straty ciepła wskutek tarcia. Chłodzenie to jest tem większe, im większa jest różnica temperatur powietrza zewnętrznego i spalin, im mniejszy jest prześwit komina, im mniejsza szybkość spalin, im cieńsze są ściany komina. Straty chłodzenia nie są jednak dotąd dostatecznie zbadane, a szczególnie wpływ szybkości spalin i wiatru. Straty te dla małych szybkości spalin liczy się zwykle, przyjmując spadek temperatury spalin na 1 $m$ wysokości komina: dla kominów murowanych $0{,}6 \div 1^0$C, dla żelaznych $1 \div 1{,}5^0$C/1 na $m$ $b$.

Przeprowadzone pomiary[1]) dla komina 95 $m$ wysokości i 3,15 $m$ średnicy wylotu, wykazały temperaturę spalin u podnoża komina 289$^0$, a w środku jego wysokości 245$^0$C. To odpowiada spadkowi temp. 0,92$^0$ na 1 $m$ wysokości. Szybkość spalin wynosiła przytem 5,3 $m/s$, grubość ściany u podnóża komina 1,4 $m$, w środku 0,48 $m$, a temperatura powietrza 17$^0$C.

Ciśnienie barometryczne i wilgotność powietrza mają wpływ na ciężar właściwy powietrza. Dla ciągu kominowego wilgotność powietrza może być pominięta, ciśnienia barometrycznego jednakże go pominąć nie można.

Jeżeli dla ciśnienia barometrycznego 760 $mm \; Hg$ ciąg statyczny 1 $m$ wysokości komina wynosi $z$, to dla ciśnienia barometrycznego $b \; mm \; Hg$ ciąg ten będzie:

$$z_b = \frac{b}{760} \cdot z$$

Podstawiając w ten wzór wartości, można się przekonać, że różnica ciśnienia barometrycznego o 10 $mm \; Hg$ zmienia ciąg o 1,2%.

Najbardziej trudną do ujęcia jest sprawa szybkości spalin w kominie. Szybkość ta nie może być zbyt duża, gdyż wówczas występuje znaczna strata ciągu (strata dynamiczna ciągu); szybkość ta nie może być również za mała, bo komin nie będzie ciągnąć, strumień spalin będzie się przerywał, a dym przez drzwiczki paleniska i inne otwory będzie wydobywał się na kotłownię. Ażeby uniknąć wchodzenia zimnego powietrza z zewnątrz do wylotu komina, musi istnieć odpowiednio duża szybkość spalin.

[1]) *Die Wärme* Nr. 31 r. 1932.

Można przyjąć, że spaliny wydobywają się nazewnątrz w kształcie kul. Siła, która powoduje podnoszenie się kuli gorących spalin jest różnicą ciężarów spalin i powietrza t.j.:

$$P = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_p - \frac{\pi d^3}{6} \cdot \gamma_s =$$

$$= \frac{\pi \,.\, d^3}{6} \cdot \gamma_s \left(1 - \frac{273 + t_p}{273 + t_s}\right);$$

U wylotu komina o przekroju $\frac{\pi \,.\, d^2}{4}$ kula spalin wychodząca z szybkością $c$, napotyka opór dla dalszego poruszania się w powietrzu. Opór ten, który wynosi jak wiadomo z hydrauliki $\varphi \frac{\pi \,.\, d^2}{4} \gamma_p \cdot \frac{c^2}{2g}$ musi być przezwyciężony siłą poruszającą kulę spalin, czyli:

$$\varphi \frac{\pi \,.\, d^2}{4} \gamma_p \cdot \frac{c^2}{2g} = \frac{\pi \,.\, d^3}{6} \gamma_p \cdot \left(1 - \frac{273 + t_p}{273 + t_s}\right)$$

skąd:

$$c = \sqrt{\frac{4g}{3\varphi}\left(1 - \frac{273 + t_p}{173 + t_s}\right)} \cdot \sqrt{d} = \psi \,.\, \sqrt{d}.$$

Ponieważ $t_p$ można przyjąć za stałe, więc $\psi = f(t_s)$. Zatem dla zwiększonej ilości kotłów, posiadających tę samą temperaturę spalin uchodzących do komina, ich szybkość wylotowa jest proporcjonalna do $\sqrt{d}$

Ta teoretyczna droga do określenia szybkości spalin uchodzących z komina napotyka na duże trudności ze względu na brak dokładnej wartości spółczynnika $\varphi$. Wartości podawane w literaturze wykazują rozbieżności, tem więcej, że równanie powyższe nie uwzględnia zmiennej składowej pionowej siły wiatru, również przeszkadzającej wydobywaniu się spalin z komina. Wobec tego, że na szybkość spalin mają wpływ oprócz przekrojów kanałów spalinowych i temperatury spalin, jeszcze i takie czynniki, jak chropowatość ścian, ochładzanie się spalin i t. d., trudno spodziewać się dobrych wyników określenia szybkości na tej drodze teoretycznej.

Przyjmowanie niskich szybkości wylotowych spalin ($c \sim 0{,}1\ H$ m/s do obliczania kominów jest spowodowane dążeniem do uzyskania małej straty ciągu w kominie, przez co większą część ciągu można wykorzystać w kotle względnie w palenisku. Np. komin o wysokości 60 *m.*, dla którego ciąg wynosi $\sim$ 30 *mm* przy temp. spalin 250°C i szybkości wychodzących spalin 6 *m/s.*, posiada spadek ciągu w kominie $\sim$ 3 ÷ 4 *mm.* sł. $H_2O$, z czego:

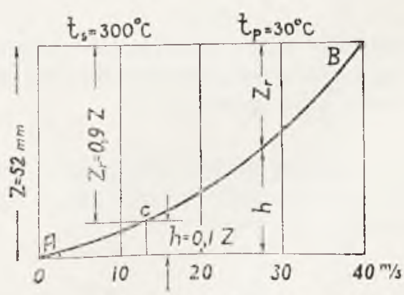
$$\frac{c^2}{2g} \cdot \gamma_{s0} \cdot \frac{273}{273 + t_s} = \frac{6^2.1{,}35.273}{2.9{,}81.523} \simeq 1{,}3\ mm.$$

przypada tylko na energję kinetyczną wypływu, a reszta idzie na straty tarcia i ochłodzenie spalin. Wprawdzie straty te rosną stosunkowo szybko, bo proporcjonalnie do kwadratu szybkości, jednak nie należy ich przeceniać. Słuszne jest, że szybkości spalin przy niskich temperaturach powinny być mniejsze ($\sim$7 ÷ 8 *m/s*), ale przy większych instalacjach niema potrzeby obawiać się dużych szybkości wylotowych spalin.

Ostatnio wielkość szybkości spalin w kominie uzależniono od budowy komina.

Przez porównanie wykonanych kominów można ustalić, że koszty ich budowy wzrastają z kwadratem wysokości, ponieważ rośnie tak ich waga. [1]) Przeliczenia wykazały, że koszty budowy wypadają najmniejsze przy takiej szybkości spalin, która daje stratę dynamiczną równą 10% ciągu statycznego.

Odpowiada temu p. *C rys.* (4), który podaje dla komina o wysokości 100 *m.* ciąg dynamiczny $h$ i rzeczywisty $Z_r$ dla różnych szybkości spalin o temperaturze powietrza 30°C i temp. suchych spalin 300°C.




Rys. 4.

W punkcie $A$ szybkość $c = 0$, a ciąg rzeczywisty jest równy statycznemu.

Dla punktu $C$ tego wykresu: $Z_r = 0{,}9\ H.z$; czyli:

$$c \sim \sqrt{2.H.\frac{z}{\gamma_s}} \sim \sqrt{2{,}2.\frac{Z_r}{\gamma_s}}.$$

Dla komina 100 *m* wysokości i podanych wyżej temperaturach spalin i powietrza szybkość spalin wynosi 12,7 *m/s.*

Komin musi być tak wysoki, żeby podczas niekorzystnych warunków atmosferycznych, powietrze potrzebne do spalania mogło być

[1]) *Die Wärme Nr. 31 r. 1932.*

doprowadzone pod ruszt i do komory paleniskowej oraz, żeby uzyskać odpowiednią szybkość wypływu dla odprowadzenia spalin.

Przyjmując temperatuę powietrza 30°C i ciśnienie barometryczne 730 *mm Hg*, z tablicy 3 znajdziemy dla tych warunków ciąg przypadający na 1 *m* wysokości komina. Wielkości $Z_{+30}$ odpowiadają 760 *mm Hg* ciśnienia barometrycznego, więc dla ciśnienia 730 *mm Hg* ciąg statyczny 1 *m* wysokości komina będzie:

$$z_b = \frac{730}{760} \cdot Z_{+30}$$

Przyjmując, jak wyżej, że budowa komina będzie najtańsza, jeżeli szybkość spalin da stratę dynamiczną 10% ciągu statycznego, ciąg rzeczywisty wyniesie:

$$Z_r = 0{,}9\ H\ .\ z_b$$

czyli wysokość komina:

$$H = \frac{Z_r}{0{,}9\ .\ z_b}$$

Dla uproszczenia rachunku zestawione są w tablicy 4 wartości 0,9 $z_b$ dla temp. powietrza 30°C i ciśnienia barom. 730 *mm Hg*. i różnych temperatur spalin.

Zgrubsza ciąg rzeczywisty komina można przyjmować zależnie od wysokości komina. Dla 20°C temp. powietrza i średniego ciśnienia barometrycznego, średni ciąg rzeczywisty komina, w/g Hoffmana,[1]) wynosi:

$Z_r \simeq$ 0,4. $H$ dla temp. spalin 175° — 200°C

0,5. $H$ „ „ „ 250°C

0,55. $H$ „ „ „ 275° — 300°C

Porównując tak otrzymane wartości rzeczywistego ciągu z wartościami $z_b$ z Tabl. 4, widać, że wartości obliczone z tych wzorów są trochę większe, ponieważ odnoszą się do temperatury powietrza 20°, a nie 30°C. Pewniejsze więc obliczenie komina będzie, jeżeli brane będą wartości $z_b$ z Tabl. 4.

T A B L I C A 4.

Ciężar właściwy spalin $\gamma_s$ dla temp. 125° — 325°C, ciąg statyczny 1 *m* wysokości komina ($z$) dla temperatury powietrza 30°C i ciśn. barom. 760 *mm* Hg ($z_b$) dla 30°C i 730*mm* Hg oraz 0,9 $z_b$.

| Spaliny z węgla kamiennego. | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $t_s$ | 125° | 150° | 175° | 200° | 225° | 250° | 275° | 300° | 325° |
| $\gamma_s$ | 0,925 | 0,872 | 0,822 | 0,780 | 0,740 | 0,706 | 0,672 | 0,643 | 0,6 7 |
| $Z_{+30}$ | 0,240 | 0,293 | 0,343 | 0,385 | 0,425 | 0,459 | 0,493 | 0,522 | 0,548 |
| $z_b$ | 0,231 | 0,281 | 0,330 | 0,370 | 0,418 | 0,441 | 0,473 | 0,501 | 0,526 |
| 0,9. $z_b$ | 0,206 | 0,254 | 0,297 | 0,333 | 0,367 | 0,397 | 0,427 | 0,452 | 0,454 |

Przekrój komina musi być tem większy, im większa jest ilość gazów spalinowych, im wyższa jest ich temperatura i im mniejsza jest szybkość spalin. Z równania przepływu wynika następujący wzór na przekrój komina u jego wylotu:

$$f = \frac{B\ .\ G}{3600 . c} \cdot \frac{273 + t_s}{273};$$

gdzie oznacza:

$f$ — przekrój komina w $m^2$,

$B$ — ilość spalonego paliwa w *kg/h*,

$G$ — ilość spalin z 1 kg paliwa przy 0°C w $m^3/kg$,

$t_s$ — temperatura spalin w °C,

$c$ — szybkość spalin u wylotu komina w *m/s*.

Ilość spalin z 1 kg węgla można obliczyć albo z analizy elementarnej węgla, przyjmując nadmiar powietrza, albo też z analizy spalin[2]).

[1]) O. Hoffman. Vereinfachte Schornsteinberechnng.

[2]) Teoretyczna ilość potrzebnego powietrza do spalenia 1 kg paliwa wynosi:

$$L_t = \frac{8{,}9\ C + 26{,}7\ .\ \left(H - \frac{O}{8}\right)}{100}\ ;\ m^3/kg$$

Nadmiar powietrza ($n$) dla dobrze urządzonych palenisk z rusztami mechanicznemi waha się między $n = 1{,}5 \div 1{,}75$, dla palenisk z ręcznem zarzucaniem nadmiar ten wynosi $n = 2$ i nawet powyżej.

Ilość spalin z 1 kg paliwa przy zupełnem spalaniu 0°C i 760 *mm Hg* wynosi:

$$G_s = \frac{8{,}9\ C + 32{,}3\left(H - \frac{O}{8}\right) + 1{,}25\ H_2O + 0{,}8\ N}{100};\ m^3/kg.$$

Całkowita ilość spalin dla 0°C i 760 *mm Hg* będzie:
$G = n\ .\ L_t + (\ G_s - L_t\ ) = G_s + (n-1)\ .\ L_t; m^3/kg$

Jeżeli oprócz analizy elementarnej węgla dana jest zawartość $k = CO_2\%$ w spalinach, to całkowitą ilość spalin z 1 kg. paliwa dla 0°$C$ i 760 *mm Hg* można obliczyć wzorem:

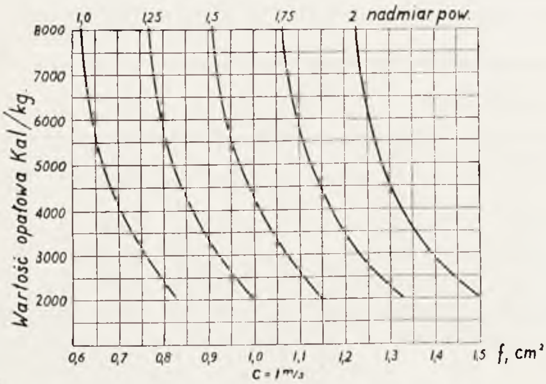
$$G = \frac{C}{0{,}536 k} + \frac{9H + W}{0{,}806};\ m^3/kg.$$

Bardzo prosto przestawia się obliczenie przekroju komina, jeżeli wprowadzić wielkość potrzebnego przekroju komina ($f_1$) dla 1 *kg* paliwa i szybkości spalin $c = 1$ *m/s*.

Przekrój ten odniesiony jest do 100 *kal* wartości opałowej paliwa. A mianowicie: jeżeli 1 kg paliwa wytwarza $G$ $m^3$ spalin o 0°C i 760 *mm Hg*, to potrzebny przekrój komina dla 1 kg. paliwa i szybkości spalin $c=1$ *m/s* odniesiony do 100 Kal. wartości opałowej paliwa wyniesie:

$$f_1 = \frac{G \,.\, (273 + t_s) \,.\, 100 \,.\, 10000}{273 \,.\, 3600 \,.\, W_u} \; ; \; cm^2$$

Jak widać potrzebny przekrój komina zależy od wartości opałowej paliwa $W_u$ i od nadmiaru powietrza przy spalaniu. Zależność tą dla 1 kg paliwa, obliczoną podanym wzorem, przedstawia rys. (5), z którego wynika, że przekrój ten zmniejsza się ze wzrastającą wartością opałową przy tym samym nadmiarze powietrza i że dla różnych nadmiarów powietrza zmiana potrzebnego przekroju komina ma charakter regularny.




Rys. 5

Potrzebny przekrój komina dla 1 *kg* paliwa w zależności od wartości opałowej paliwa i nadmiaru powietrza.

---

Chcąc uzyskać, dla przytoczonego przykładu instalacji kotłowej, złożonej z 4 kotłów, ciąg u podnóża komina 20 *mm* sł. $H_2O$, potrzebna jest wysokość komina (bez uwzględnienia chłodzenia spalin):

$$H = \frac{Z_r}{0{,}9\, z_b} = \frac{20}{0{,}397} \simeq 50{,}5 \; m$$

gdzie $Z_r = 20$ *mm* sł. $H_2O$; $0{,}9\, z_b = 0{,}397$ dla $t_s = 250°$ z tabl. 4.

Przyjmując, że spaliny ochłodzą się w kominie o $\sim$ 25°C, dla $t_s = 225°C$, z tabl. 4: $0{,}9 \,.\, z_b = 0{,}367$.

Uwzględniając ochładzanie się spalin w kominie, wysokość komina powinna wynosić:

$$H' = \frac{20}{0{,}367} \simeq 55 \; m$$

Potrzebna szybkość spalin wyniesie:

$$c = \sqrt{2{,}2 \cdot \frac{Z_r}{\gamma_s}} = \sqrt{2{,}2 \cdot \frac{20}{0{,}74}} \simeq 7{,}7 \; m/s$$

gdzie $\gamma_s = 0{,}74$ dla $t_s = 225°C$ (z tabl. 4).

Potrzebny przekrój komina:

a) Dla danego przykładu analiza elementarna węgla o $W_u = 7250$ *Kal/kg* wynosiła:

| | |
|---|---|
| $C$ — 75,9%; | $O$ — 8,0%; |
| $H$ — 4,8%; | $N$ — 1,4%; |
| $S$ — 0,6%; | $H_2O$ — 2,5%; |

Ilość spalin z 1 *kg* węgla o 0°C:

$$G_s = \frac{8{,}9 . 75{,}9 + 32{,}3 (4{,}8 - 1) + 1{,}25 . 2{,}5 + 0{,}8 . 1{,}4}{100} \simeq 8{,}0 m^3/kg$$

Teoretyczna ilość potrzebnego powietrza do spalenia 1 *kg* węgla:

$$L_t = \frac{8{,}9 \,.\, 75{,}9 + 26{,}7 \,.\, (4{,}8 - 1)}{100} \simeq 7{,}75 \; m^3/kg$$

Całkowita ilość spalin z 1 *kg* węgla dla nadmiaru powietrza $n = 2$:

$$G = n \,.\, L_t + (G_s - L_t) = 2 \,.\, 7{,}75 + (8{,}0 - 7{,}75) = 15{,}75 \; m^3/kg;$$

Potrzebny przekrój komina wyniesie:

$$f = \frac{B \,.\, G}{3600 \,.\, c} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{2660 \,.\, 15{,}75}{3600 \,.\, 7{,}7} \cdot \frac{273 + 250}{273} \simeq 2{,}9 \; m^2$$

$d = 1{,}92 \simeq 2$ *m*.

b) Dla wartości opałowej węgla $W_u = 7250$ *Kal/kg* i nadmiaru powietrza $n = 2$, z wykresu (5) potrzebny przekrój komina dla 1 *kg* węgla i szybkości spalin $c = 1$ *m/s* odniesiony do 100 *Kal* wartości opałowej, wynosi $f_l = 1{,}23$ $cm^2$. Przekrój komina przy ilości spalonego węgla 2660 *kg/h* i szybkości spalin 7,7 *m/s* wyniesie:

$$f = \frac{2660 \,.\, 7250 \,.\, 1{,}23}{100 \,.\, 10000 \,.\, 7{,}7} \simeq 3{,}08 \; m^2$$

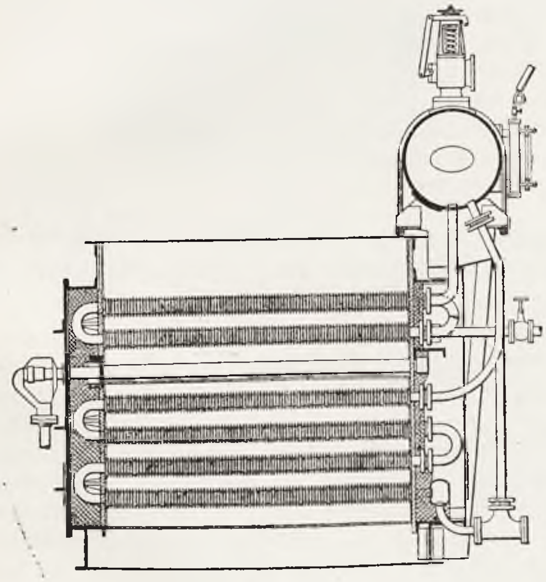
$$d = 1{,}98 \simeq 2 \; m.$$

# KRONIKA TECHNICZNA.

## Nowe konstrukcje kotłów do ogrzewania [1]).

W ostatnich latach zamiast kotłów do ogrzewania opalanych koksem, rozpowszechniają się nowe konstrukcje kotłów opalanych węglem, dla których koszt zużycia opału jest mniejszy od 25 % do 55 %. Konstrukcja ich oparta jest na budowie nowoczesnych kotłów parowych, a dla zwiększenia trwałości budowy stosuje się przytem żelazo zlewne.

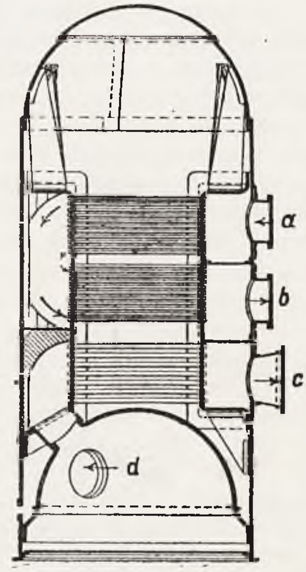
Kocioł *Wecka* przedstawiony na rys. 1, z automatycznem urządzeniem do ogrzewania, stosowany jest w małych i średnich instalacjach. Składa się on z zewnętrznego walczaka obłożonego izolacją (wełna żużlowa) oraz z płomienicy otwartej od dołu. Tylna część kotła posiada kształt komory zwrotnej, w której spaliny zawracają i przechodzą do przodu kotła przez płomieniówki, znajdujące się z boku i poniżej płomienicy, a następnie dostają się do kanału dymowego. Zależnie od wielkości kotła stosowane są jeden lub dwa kanały



Rys. 1.

dymowe. Kocioł posiada ruszt płaski, paliwo podaje na ruszt owalny kosz z łopatkami prowadzącemi. Na napędzane mechanicznie urządzenie doprowadzające węgiel jest umieszczone powyżej kosza. Ruszt z żelaza lanego często posiada w środku podwyższenie w kształcie siodła, które rozdziela spadający z kosza węgiel na obie strony paleniska. Na urządzenie doprowadzające węgiel w kotłach niskiego ciśnienia działa regulator ciśnienia pary, w kotłach wodnych — regulator ciepła. Wydajność tego rodzaju kotłów wynosi 10000 do 12000 $kCal/m^2$ i godz., a sprawność waha się w granicach 74% do 75 %.

Dla większych instalacyj stosowany jest kocioł przedstawiony na rys. 2, którego konstrukcja stanowi połączenie kotła płomienicowego z kotłem stromorurowym. Gazy spalinowe po wyjściu z płomienicy, która jest otwarta u dołu, kierowane są na opłomki, pod górnym walczakiem spaliny zmieniają swój kierunek i omywają pozostałe opłomki. Wydajność tego rodzaju kotłów podczas stałego ruchu i przy pracy na niskie ciśnienie dochodzi do 50 $kg/m^2$ i godz., a dla kotłów wodnych do 30000 $Kal/m^2$ i godz.




Rys. 2.

W przeciwieństwie do kotłów wskazanych na rys. 1, kotły o dużej wydajności są już obmurowane a nazewnątrz obłożone izolacją i płaszczem blaszanym, który może być zdejmowany. Zależnie od rodzaju paliwa zamiast rusztu płaskiego mogą mieć zastosowanie inne rodzaje rusztów, jak np. ruszty schodkowe dla odpadków drzewnych, torfu, węgla brunatnego; małe ruszty mechaniczne lub ruszty Stockera, jeśli ma być spalane drobnoziarniste paliwo wzgl. o dużej zawartości popiołu.

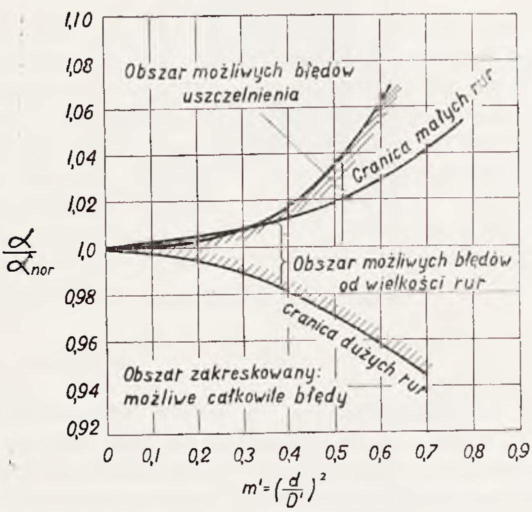
Opalanie tych kotłów regulowane jest automatycznie. Przekaźnik elektryczny automatycznego doprowadzania paliwa otrzymuje impuls od zmiany ciśnienia pary w kotle i regulowany jednocześnie ciąg kotła. Zużycie siły na regulację jest minimalne (0,1 do 0,2 *kW*), dochodzi do tego jeszcze moc pompy doprowadzającej wodę powrotną do kotła; moc ta dla dużych instalacyj wynosi tylko 1 *kW*.

Dużą zaletą tych nowoczesnych kotłów o małej zawartości wody jest krótki czas ich rozpalania. Rozgrzanie zimnego kotła aż do wytworzenia pary trwa zaledwie 20 minut, czas potrzebny do ponownego ogrzania kotła po 10 — 12 godz. przerwy wynosi tylko kilka minut. Dalszą zaletą jest małe zapotrzebowanie miejsca. Większe koszty związane z instalowaniem nowych kotłów w porównaniu z kosztami kotłów starego typu dają się wyrównać już w krótkim czasie oszczędnością na paliwie. Przebudowa pewnej instalacji kotłów do ogrzewania opalanych koksem na nowe kotły, opalane węglem kosztowała ok. 6000 *RM*, ponieważ uzyskana na podstawie pomiarów oszczędność opału wyniosła 47 %, koszta przebudowy wyrównały się już po upływie jednego roku. *A. W.*

[1]) *Die Waerme* Nr. 24 r. 1934.

## Błędy przy montowaniu dysz i kryz pomiarowych [1]).

Dysze i kryzy do pomiarów ilości przepływu montowane są na przewodzie za pośrednictwem pierścienia obejmującego, z otworami na rurki odprowadzające do manometru różnicowego. Montaż takiej konstrukcji może łatwo być źródłem błędów pomiarowych, których jednak można uniknąć stosując ściśle normy dla pomiarów ilości przepływu (Regeln für die Durchflussmessung mit genormten Düsen und Blenden, aufgestellt vom Stroemungsmesserausschuss des V. D. I Berlin 1932). W praktyce często nie daje się uniknąć tego rodzaju błędów, np. zdarza się że do obliczenia dyszy lub kryzy nieznana jest dokładnie średnica wewnętrzna rurociągu i trzeba przyjąć prześwit rury, który nie będzie odpowiadał ściśle rzeczywistości. Pozatem rury nie są dokładnie okrągłe na całej ich dłu-




Rys. 1.

Błędy montażu kryz normalnych.

$\alpha$ — rzeczywisty spółczynnik przepływu,

$\alpha_{norm}$ — spółczynnik przepływu według norm,

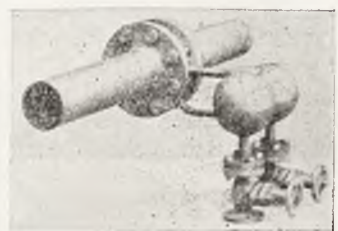
$m'$ — stosunek średnicy otworu kryzy $d$ do średnicy wewnętrznej $D'$ przyjętej do obliczenia kryzy ($D'$ jest równocześnie średnicą pierścienia obejmującego).

gości, a te, które posiadają zawalcowane kołnierze są często na końcach rozszerzone stożkowo. Nawet staranne przycinanie uszczelnienia w trudnych warunkach montażu, może nie zapewnić centryczności układu, jak tego wymagają normy.

Przy odbiorach gwarancyjnych należy wymagać, żeby urządzenie do pomiaru ilości przepływu odpowiadało ściśle normom, jednak w wypadkach, kiedy konieczne jest zrezygnowanie z osiągalnej dokładności pomiaru, należałoby dać możność posługiwania się normami, uwzględniając dodatkowe tolerancje dla błędów pomiaru.

Aby ustalić tę rozszerzoną tolerancję zostały przeprowadzone w szerokim zakresie specjalne badania przez *Kretzschmera i Waelzholza* [2]). Badali oni przytoczone wyżej możliwe błędy montażu kryz na stacji doświadczalnej fabryki Hartman i Braun we Frankfurcie, ustalając dla nich wielkości błędów pomiaru na podstawie ilości przepływu wody.

Błędy montażu powstają przeważnie wskutek niedokładnego dopasowania uszczelnienia do ścianki rury i do pierścienia obejmującego, zwłaszcza blisko otworów odprowadzających do manometru różnicowego. Powstające przez to na drodze przepływu nierówności wywołują zaburzenia przepływu i wiry, które zmieniają przebieg ciśnienia. Niedokładności montażu i wykonania urządzenia do pomiaru ilości przepływu są bardzo liczne, a mianowicie: różnica średnicy pierścienia obejmującego kryzę lub dyszę $D'$ i średnicy rury $D$, średnica uszczelki, długość i grubość pierścienia obejmującego, chropowatość ścianki i t. p. Są to czynniki, które w mniejszym lub większym stopniu wpływają na ogólny błąd pomiaru.



Rys. 2.

Połączenie w jedną całość kryzy z końcówkami rur, zapomocą którego unika się błędów pomiarowych dla małych średnic rur.

Po zestawieniu wszystkich tych czynników, podzielono błędy z nich wynikające na dwie zasadnicze grupy: błędy uszczelnienia i błędy zależne od wielkości rur. Rezultaty tych badań należy przyjmować jako zachodzące w praktyce w wypadkach granicznych i zestawiono je z jednej strony dla małych rur o średnicy wewnętrznej od $\sim$ 100 *mm*, z drugiej strony dla dużych rur o średnicy wewnętrznej powyżej 300 *mm*. Wyniki te przedstawione są na (rys. 1.).

Wykres ten zawiera całkowitą tolerancję uwzględniającą wszystkie błędy montażu przyrządu pomiarowego, którą należy dodać do tolerancji przewidzianej normami.

Prócz tego badania wspomniane wykazały, że dla pomiaru ilości przepływu w zwykłych rurociągach o średnicy wewnętrznej mniejszej, niż 100 *mm*, błędy montażu dochodzą do niedopuszczalnej wielkości. W tych przypadkach zaleca się zawsze zmontować dyszę lub kryzę z końcówkami rur oddzielnie, jak to wskazuje rys. 2 i dopiero tę całość założyć do przewodu pomiarowego.

Poza tem badania te ustaliły najodpowiedniejszą długość końcówek rur, które wbudowuje się w przewód, a mianowicie dla strony przedniej końcówka ta winna mieć długość 8,5 $D$, dla strony tylnej długość ta może być mniejsza.

[1]) *V. D. I.* Nr. 11 r. 1934.

[2]) F. Kretzschmer und G. Waelzholz Forschung Bd. 5 Nr. 1 — 1934.

# PRZEGLĄD WYDAWNICTW

*Wojciech Sarjusz-Zaleski. Dzieje przemysłu w b. Galicji. 1804-1929 ze szczególnem uwzględnieniem historji rozwoju S. A. L. Zieleniewski i Fitzner-Gamper.* Wydawnictwo z okazji 125 letniego jubileuszu. Ze słowem wstępnem *Antoniego Lewalskiego* i przedmową dr. *Franciszka Bujaka.* Kraków. 1930.

Książka powyższa jest interesującym i wartościowym przykładem monograficznego opracowania historji rozwoju i organizacji przedsiębiorstwa przemysłowego. Publikacje tego rodzaju są wogóle rzadkie, szczególnie jednak brak ich w literaturze polskiej, chociaż takie właśnie opracowania mogą mieć niemałe znaczenie zarówno dla nauki, jak i dla bieżącej polityki gospodarczej.

Monografje stanowią niewątpliwie jedno z najcenniejszych źródeł do badań nad życiem społeczno-gospodarczem. Szczególnie zaś doniosłą rolę może monografja odgrywać jako forma uzupełnienia, pogłębienia i ożywienia równoległych badań statystycznych. Badania statystyczne bowiem dostarczają z natury rzeczy danych schematycznych, ogólnych i zajmujących się jedynie niektóremi, (zresztą zazwyczaj najważniejszemi) fragmentami pewnej zbiorowej całości. Monografja natomiast, posiadając nieomal nieograniczoną możność rozszerzania lub specjalizowania badań, pozwala na pełniejsze poznanie jakiegoś pojedyńczego składnika interesującej nas dziedziny życia gospodarczego lub społecznego, a więc jak np. w danym wypadku bytu i rozwoju przedsiębiorstwa przemysłowego.

Badania nad rozwojem, rolą i znaczeniem poszczególnych przedsiębiorstw, jako zasadniczych elementów zaspokajania potrzeb zbiorowych, mogą stać się ważnym środkiem nietylko do poznania samych przedsiębiorstw, ale i do zrozumienia ich roli w życiu gospodarczem. Badania takie posłużyć mogą również do analizy wpływu, jaki wywiera ogólna sytuacja gospodarcza kraju na działalność przodsiębiorstwa i — odwrotnie — zbadania czy i w jakim stopniu rozwój i wysiłki jednego przedsiębiorstwa mogą zaważyć na ogólnej sytuacji gospodarczej.

Jeżeli chodzi o bieżącą politykę gospodarczą, to wartość tego rodzaju opracowań polega przedewszystkiem na tem, że stać się one mogą poważnem źródłem dla poinformowania się co do przedmiotu, zakresu i rozmiarów pracy poszczególnego przedsiębiorstwa, jego organizacji wewnętrznej, sytuacji finansowo-handlowej i t. p. — ze strony wszystkich czynników, wpływających bezpośrednio i pośrednio na politykę gospodarczą kraju, a więc przedewszystkiem czynników rządowych oraz czynników samorządu zarówno terytorjalnego jak gospodarczego czy zawodowego, dalej zrzeszeń przemysłowców, prasy gospodarczej i t. p. Niemałe znaczenie mogą mieć one również dla kierownictwa samych przedsiębiorstw, stanowiących przedmiot monograficznego opracowania. Opracowanie takie dostarcza bowiem gotowych, celowo przy pomocy naukowej metody zebranych informacyj, stanowiących dorobek doświadczenia przedsiębiorstwa w jego dotychczasowej działalności. Wiadomości takie mogą być podstawą dla podejmowania prac bieżących oraz dla planowania i ustalania wytycznych na przyszłość.

Nietrudno również uświadomić sobie, że tego rodzaju wydawnictwa, stanowiące produkt rzetelnej pracy naukowej, mimo że celowo eliminują wszelkiego rodzaju tendencje reklamowe, stanowią jeden z najbardziej dla przedsiębiorstwa skutecznych środków — właśnie reklamy w najlepszem znaczeniu tego słowa.

Książka stanowiąca przedmiot niniejszej recenzji, zasadniczo poświęcona jest opracowaniu monografji firmy L. Zieleniewski. Jednakże autor wybiegł daleko poza ramy właściwego tematu, tworząc szeroko pomyślane i opracowane tło ogólne. Tem tłem jest opracowanie dziejów przemysłu galicyjskiego, poczynając od końca XVIII w. aż do r. 1929. Przytem autor i tutaj, rysując rozwój życia przemysłowego Galicji, stara się zobrazować i zanalizować całokształt warunków gospodarczych, omówić i uwypuklić poszczególne ważniejsze czynniki i składniki tego życia. Autor omawia i rozwija takie zagadnienia jak: austrjackie prawodawstwo gospodarcze, politykę handlową, celną i podatkową, zagadnienie handlu zagranicznego, zagadnienie bankowości i kredytu oraz zagadnienia surowcowe. Zajmuje się dalej kwestją robotniczą w Galicji, zagadnieniami cechowemi i rzemieślniczemi, stosunkiem ziemiaństwa do przemysłu, kwestją włościańską z punktu widzenia interesów przemysłu, zwłaszcza zaś bada wpływ uwłaszczenia na rozwój gospodarki przemysłowej. Omawia również sprawę własnej inicjatywy przemysłowców galicyjskich w kierunku tworzenia zrzeszeń i porozumień, jak np. zjazdy przemysłowe, centralne organizacje przemysłowe, umowy kartelowe i t. d. Nie mało wreszcie miejsca poświęca omówieniu ogólnej polityki gospodarczej centralnego rządu austrjackiego oraz własnych, krajowych władz galicyjskich, zwłaszcza zaś pojawieniu się i ewolucji polityki celowego popierania przemysłu. Przy tej okazji autor poddaje krytycznej rewizji pogląd, jakoby stosunek centralnych władz austrjackich do rodzimego przemysłu galicyjskiego był zawsze niechętny (zwłaszcza w odniesieniu do pierwszej połowy ubiegłego stulecia).

Na takiem dopiero tle autor opisuje poszczególne etapy rozwoju przedsiębiorstwa, noszącego dzisiaj nazwę „L. Zieleniewski i Fitzner-Gamper, S.A." Autor sięga wstecz do tego momentu, gdy warszawski czeladnik Antoni Zieleniewski, objął w 1804 r. prowadzenie warsztatu kowalskiego w Krakowie. Następnie kreśli on historję trudnych lecz twórczych wysiłków właściwego założyciela przedsiębiostwa Ludwika Zieleniewskiego oraz jego synów i dalszych kontynuatorów rozpoczętego przezeń dzieła: Leona i Edmunda Zieleniewskich. Wreszcie kończy na zobrazowaniu spółczesnego stadjum rozwoju, kiedy to skromny w początkach warsztat rzemieślniczy rozrósł się do jednego z największych w Polsce koncernów przemysłowych, obejmującego siedem poważnych fabryk: w Krakowie, Lwowie, Sosnowcu, Sanoku, Dąbrowie, Siemianowicach, i Tarnowskich Górach, tworzących razem celowo zorganizowaną, wzajemnie uzupełniającą się całość — odgrywającą niepoślednią rolę w życiu gospodarczem naszego kraju.

Wartość omawianej tutaj pracy podnosi jeszcze okoliczność, szczególnie zasługująca na podkreślenie, że autor miał udostępnione w trakcie opracowywania książki archiwum dokumentów i materjałów źródłowych, gromadzonych przez przedsiębiorstwo w toku jego długoletniej działalności. Z tego też względu książka ta nosi charakter opracowania źródłowego i może być

cennem i wiarygodnem źródłem informacyj przy badaniu niejednego zjawiska społecznego i gospodarczego.

Z okolicznością powyższą wiąże się jedyny zarzut, jaki chcemy postawić tej zresztą cennej i ciekawej pracy. Mianowicie autor położył zbyt wielki, naszem zdaniem, nacisk na scharakteryzowanie ogólnej sytuacji gospodarczej Galicji, zbyt mało natomiast mówi o samem przedsiębiorstwie, gdy tymczasem właśnie dzieje przedsiębiorstwa, będącego jednym z twórczych reprezentantów życia gospodarczego, są szczególnie interesujące. Rozwinięcie tej części pracy, nawet kosztem uszczuplenia innych, podniosłoby niewątpliwie wartość książki, jako swego rodzaju społeczno-gospodarczego dokumentu.

Byłoby rzeczą niezwykle pożądaną i cenną, gdyby w naszym dorobku naukowym znalazło się więcej tego typu opracowań, jak niniejsze.

*Kazimierz Romaniuk.*

# IX Zjazd Inżynierów Mechaników Polskich.

W maju roku przyszłego odbędzie się kolejny (IX-ty) doroczny Zjazd Inżynierów Mechaników Polskich. Z inicjatywy przedstawicieli Politechniki Lwowskiej—obrano jako miejsce tego Zjazdu—Lwów.

Program obrad podzielony będzie—jak zwykle—na szereg sekcyj, mian.: energetyczno - konstrukcyjną, warsztatową, metaloznawczą, spawalniczą, wojskowo-techniczną, a nadto możliwe jest utworzenie sekcyj: badania materjałów, lotniczej, samochodowej, naftowo-gazowej, maszyn budowlanych oraz maszyn rolniczych.

Poza obradami przygotowywane są liczne wycieczki do zakładów naukowo-technicznych i przemysłowych m. Lwowa i okolic oraz dalsza wycieczka do Borysławia i Drohobycza.

Komitet organizacyjny Zjazdu zwraca się obecnie do ogółu inżynierów mechaników polskich z wezwaniem do przygotowania referatów na powyższy Zjazd, komunikując, iż termin nadsyłania zgłoszeń upływa dn. 15 grudnia r. b., zaś termin składania gotowych referatów (do druku) — 1 marca r. b.

Zgłoszenia kierować należy do Komitetu Lwowskiego (p. adr. p. prof. E. Hauswalda, Lwów — Politechnika), bądź do Komitetu głównego w Warszawie (Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich, ul. Czackiego 3, m. 22).

# Ś. p. Bronisław Darda.

W dniu 30 sierpnia 1934 r. po długich i ciężkich cierpieniach rozstał się z tym światem ś. p. Bronisław Darda, urzędnik Biura Zarządu Stowarzyszenia i sekretarz Zarządu Kasy Przezorności.

Urodzony 18 kwietnia 1906 roku w Stanisławowie k/Warszawy, zaczął pracować w Stowarzyszeniu w dn. 1 października 1928 r. i przez cały czas swej prawie 6-cio letniej pracy na stanowisku stenografa wykazał dużą wydajność pracy i powierzone sobie czynności wykonywał z wielkiem zrozumieniem i sumiennością ku ogólnemu zadowoleniu.

Zmarły był uczynnym kolegą i miłym towarzyszem pracy, to też odszedł żegnany z prawdziwie głębokim żalem.